

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zvedák na motorku
Motorcycle lift

Student:

Ondřej Baier

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student:	Ondřej Baier
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma:	Zvedák na motorku Motorcycle Lift

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte zvedák na motorku pro tyto požadavky:
 - stojan by měl zajistit možnost zvednutí předního i zadního kola,
 - zvednutí kola nad zemí ≈ 100 mm,
 - zatížení stojanu 150 kg.
2. Proveďte přehled možných řešení, výběr varianty, zdůvodnění a návrh.
3. Nakreslete sestavný výkres a vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

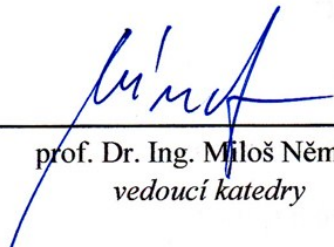
- MORAVEC, V. *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2000, ISBN 80-7078-807-0.
- DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce.* Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3.
- MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1.
- MORAVEC, V., PIŠTÁČEK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-0980-X.
- KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací.* 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. 3. doplněné vydání.* Albra, 2006, ISBN 80-7361-033-7.
- KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojnická příručka.* Praha 1993-1998, 8 svazků, 1. vydání.
- Firemní katalogy a prospekty.
-

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.**


Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23. května 2011

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23. května 2011

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Ondřej Baier

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Krnovská 2788/30, 746 01 Opava

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BAIER, O. Zvedák na motorku: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 48 s. Vedoucí práce: Szlachta, T.

V bakalářské práci se zabývám návrhem a konstrukcí zvedáku na motorku. Ze začátku práce je uveden přehled možných řešení motocyklových zvedáků. Následně jsem vybral a navrhl zvedák, který je určen ke zvedání přední či zadní části motocyklu. V další části práce je zvedák konstruován a podroben pevnostním výpočtům. Výsledkem práce je motocyklový zvedák určený ke zvedání přední části motocyklu za „krk“ řízení či zadní části za kyvnou vidlici. K bakalářské práci je doložen sestavný výkres zvedáku a výrobní výkres vybrané součásti.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BAIER, O. *Motorcycle lift: Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 48 p. Thesis head: Szlachta, T.

The aim of my bachelor thesis is a design and construction of a motorcycle lift. At the beginning, there is an overview of possible motorcycle lifts described. I chose and projected a lift that is able to lift up the front or the back of the motorcycle. The second part of the thesis deals with the construction and strength calculations. The final part focuses on results achieved, i.e. on the lift operated for lifting the front of the motorcycle by using “a steering neck tube” or the back by swinging fork. The thesis also contains a modular drawing, as well as a production drawing of a selected lift component.

Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů	8
0 ÚVOD	10
1 REŠERŠE V OBLASTI MOTOCYKLOVÝCH ZVEDÁKŮ	11
1.1 Zvedáky ke zvedání celého motocyklu	11
1.2 Zvedáky ke zvedání pouze části motocyklu	14
2 VÝBĚR VHODNÉ VARIANTY	16
2.1 Varianta s hlavními čepy různé délky	16
2.2 Varianta s tyčemi vloženými mezi hlavní části vrchního stojanu	17
2.3 Varianta s trubkami zasouvajícími se do sebe pojištěnými čepy	17
2.4 Vyhodnocení	18
3 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA ZVEDÁK	19
3.1 Závislost změny úhlu řízení na výšce zvednutí motocyklu	21
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVEDÁKU	23
4.1 Měnitelný čep	23
4.2 Horní část	24
4.2.1 Šroubový spoj	25
4.2.2 Šroubový spoj s vloženou trubicí	25
4.2.3 Čepový spoj	26
4.3 Spodní část	26
4.4 Spojovací osa	27
5 KONTROLNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	28
5.1 Kontrola čepu	28
5.2 Kontrola horního ramena	30
5.3 Kontrola ohýbané trubky horní části	31
5.4 Kontrola spodní části	34
5.5 Kontrola svarů	36
5.6 Kontrola stability	38
5.7 Minimální síla potřebná ke zvednutí	39
6 ZÁVĚR	41
7 POUŽITÁ LITERATURA	42
8 PŘÍLOHY	44

Seznam použitých značek a symbolů

$A - E$	označení svarů	[-]
D	vnější průměr	[mm]
F	síla	[N]
F_{OS}	náhodné zatížení osobou	[N]
F_Z	minimální zvedací síla	[N]
G_D	celkové zatížení	[N]
G_M	tíha motocyklu	[N]
G_S	tíha stojanu	[N]
J_{yT}	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
K_A	dynamický součinitel	[-]
M	moment	[N·m]
M_O	ohybový moment	[N·m]
R_A, R_B	silové reakce	[N]
Re	mez kluzu	[MPa]
R	poloměr	[mm]
S	plocha	[mm ²]
W_K	modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_O	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
$a - u$	délkové rozměry	[mm]
d	vnitřní průměr	[mm]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
k_S	statický součinitel bezpečnosti	[-]
m	hmotnost	[kg]
α	úhel řízení	[°]
β, χ	úhlová míra	[°]
δ	maximální úhel naklopení	[°]
σ_{DOV}	dovolené napětí	[MPa]
σ_d	tlakové napětí	[MPa]

$\sigma_{\perp F}$	napětí ve svaru od posouvající síly	[MPa]
$\sigma_{\perp Mo}$	napětí ve svaru od ohybového momentu	[MPa]
σ_O	ohybové napětí	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
σ_S	srovnávací napětí svaru	[MPa]
$\tau_{III F}$	smykové napětí ve svaru	[MPa]
τ_S	smykové napětí	[MPa]
φ_A	natočení	[°]

0 ÚVOD

V bakalářské práci řeším návrh a konstrukci zvedáku na motorku. Z velkého rozsahu vyráběných zvedáků, které jsou v současnosti k dostání na našem i zahraničním trhu jsem vybral variantu zvedáku určenou k zvedání především sportovních silničních motocyklů. Domnívám se, že nelze navrhnout univerzální zvedák, který by byl schopen zvednout všechny druhy motocyklů. A to z toho důvodu, že každý typ motocyklů má jinou konstrukci. Chtěl bych se zaměřit na jednoduchost konstrukce při zachování nízkých výrobních nákladů a z důvodu finanční dostupnosti. Zvedákem bude možno zvednout jak přední tak zadní část většiny cestovně-sportovních motocyklů. Používat ho při delší odstávce stroje nebo na motocyklu provádět některé servisní práce.

Cíle bakalářské práce:

- provést rešerši možných řešení
- na základě přehledu možných řešení vybrat jedno vhodné
- navrhnout vhodnou konstrukci zvedáku a zajistit možnost zvednutí předního i zadního kola a to do výšky přibližně 100 mm
- provést pevnostní výpočty hlavních částí zvedáku na zatížení 150 kg
- vypracovat výkresovou dokumentaci, skládající se ze sestavného výkresu zvedáku a výrobního výkresu vybrané součásti

1 REŠERŠE V OBLASTI MOTOCYKLOVÝCH ZVEDÁKŮ

V dnešní době jsou ojeté motocykly finančně dostupnější než tomu bylo dříve. Tím se z nich stává módní trend či doplněk. Nezadržitelně roste jejich počet a technická dokonalost. Hlavním cílem technického vývoje je zvýšit výkon a snížit hmotnost motocyklu z důvodu dosažení lepších jízdních vlastností a jízdní dynamiky. Z toho vyplývá, že většina nejen sportovních motocyklů postrádá hlavní stojan. Motocykly typu chopper (obr. 1.1) postrádají tento stojan z důvodu své vysoké váhy. Další nevýhodou centrálního stojanu je zhoršená průjezdnost terénem u terénních motocyklů (obr. 1.2). Absence hlavního stojanu má i své nevýhody. Mezi které patří např.: zvýšené namáhání podvozkových částí (pérování) a pneumatik. To zapříčiňuje odstavení na tzv. boční stojan, při kterém stojí motocykl na kolech skoro celou svojí váhou.

Další nevýhodou bočního stojanu je, že motocykl při jeho použití zabírá více místa a jeho naklonění zhoršuje některé kontrolní úkony. Řešení jedné či více uvedených situací řeší použití externího zvedáku. Na našem i zahraničním trhu je dnes mnoho typů zvedáků, které se liší svou konstrukcí a použitím na dané typy motocyklů. Motocyklové zvedáky lze rozdělit na zvedáky, které zvedají celý motocykl a zvedáky, které zvedají pouze část motocyklu. Dále je lze rozdělit podle použití na daný typ motocyklu.

1.1 Zvedáky ke zvedání celého motocyklu

Zvedáky ke zvedání celého stroje můžeme dělit na zvedáky, které ovládáme pneumaticky, hydraulicky nebo mechanicky pomocí vlastní síly.



Obr. 1.1 – Zvedák celého motocyklu [10]

Mechanické zvedáky

Tyto zvedáky jsou postaveny na principu pohybového šroubu – podobně jako autozvedáky nebo pákového převodu. První ze dvou výše uvedených typů lze použít až do nosnosti 500 kg. Což umožňuje zvedat i velice těžké motocykly. Je vhodný pro motocykly s dvojitým trubkovým páteřovým rámem. Taktéž lze motocykl zvednout za pohonnou jednotku, pokud to konstrukce motocyklu dovolí. Nelze takto zvedat kapotované motocykly či motocykly, kterým vede výfukové potrubí pod vanou motoru, protože by hrozilo poškození těchto dílů.

Pákový typ má podstatně menší nosnost do 200 kg. Tento typ je určen pro motokrosově a enduro speciály, které ve většině případů postrádají jak hlavní tak vedlejší stojan (obr. 1.2). Konstrukci zvedáku tvoří dva sloupky čtvercového nebo kruhového průřezu zasouvající se do sebe. Jsou vysouvány pomocí nožní páky. Díky své konstrukci je motorka na zvedáku stabilní a lze tak provádět na motocyklu běžnou i rozsáhlejší údržbu. Oba výše uvedené typy jsou vhodné pro delší odstávku stroje. Výhodou je, že nezatěžují pneumatiky ani pérování.



Obr. 1.2 – Pákový typ [11]

Speciální mechanický zvedák

Tento speciální stojan pro zvedání motocyklu umožňující rychlý a snadný přístup k celému motocyklu navrhl a sestrojil amatérský okruhový jezdec Tomáš Janda. Zvedání motocyklu je velmi jednoduché a zvládne ho bez cizí pomoci jen jeden člověk, což je velká

výhoda oproti ostatním druhům zvedáků. Mezi další výhodu lze řadit možnost dobré manipulace se zvednutým motocyklem. Zvedák je vyobrazen na obrázku 1.3 .



Obr. 1.3 – Speciální zvedák [12]

Hydraulické zvedáky

Hydraulické zvedáky jsou většinou nůžkové (obr. 1.4). Vzhledem k vysoké pořizovací ceně jsou především používány v profesionálních dílnách. Bývají vybaveny dalším příslušenstvím jako jsou například prodloužení a podpora plochy pro stojan motocyklu, pneumatické ovládání svěrky předního kola (nutnost rozvodu vzduchu v dílně), řemeny pro upevnění motocyklu a zásobník pro sběr použitého oleje. Jejich pohon může být elektrický nebo nožní. Takovéto zvedací plošiny mají vysokou nosnost až 700 kg a vysoký zdvih přibližně 1200 mm. Z tohoto důvodu musí být plošina vybavena bezpečnostními prvky. Mezi tyto prvky patří mechanické západky pro aretaci plošiny při poruše hydraulického systému a zpětný ventil pro zastavení zvedáku při výpadku elektrické energie.



Obr. 1.4 – Hydraulický nůžkový zvedák [13]

1.2 Zvedáky ke zvedání pouze části motocyklu

Tyto zvedáky se nejčastěji používají zejména pro silniční motocykly a někdy pro cestovní motocykly, pokud to jejich konstrukce dovolí. Zvedáky nejsou vhodné pro těžké motocykly typu chopper. Z důvodu letmého uložení zadního kola, velkého úhlu řízení či vedení výfuku atd. Konstrukčně jsou zvedáky předního i zadního kola velice podobné. Zvedání těmito zvedáky je bezpečnější za pomoci druhé osoby.

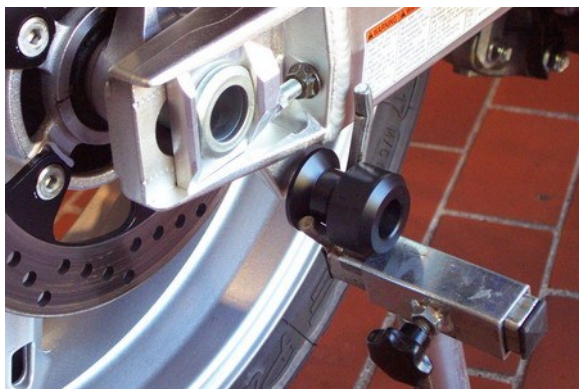


Obr. 1.5 – Hlavní čepy zvedáku [14]

Zadní zvedáky

Na dnešním trhu je mnoho typů zadních zvedáků různých konstrukcí, avšak pracujících na stejném principu. Motocykl se zvedá za zadní kyvnou vidlici pomocí L-patek (obr. 1.7) otočně uložených nebo speciálních adaptérů pro zvedání motocyklu, který je vybavený tzv. rolnami (obr. 1.6). Zvedání je pak jednodušší a rychlejší.

Hlavní část zvedáku je tvořena ohýbanými trubkami kruhového či čtvercového průřezu. Zvedák lze použít k odstavení motocyklu na delší dobu. Nezatěžuje pneumatiku nýbrž pérování ano.



Obr. 1.6 – „Rolny“ [15]



Obr. 1.7 - L- patky [16]

Přední zvedáky

Dělí se na dva základní typy (obr. 1.8):

- zvedání za spodní část přední vidlice
- zvedání za krk řízení

První typ je konstrukčně shodný se zadním typem. Liší se jen paticemi uzpůsobenými k zvednutí pomocí přední vidlice. Lze na něm provádět práce týkající se předního kola. Druhým typem je zvedák, kterým se motocykl zvedá za krk řízení. Tento zvedák je možno použít pro sportovní motocykly, které mají dutou trubku řízení. Výhodou oproti klasickým zadním či předním zvedákům je, že nejenže nezatěžuje pneumatiku ale i pérování. Zvedáky jsou hodně používané závodními týmy, poněvadž lze snadno manipulovat s přední vidlicí a měnit v ní jak náplň, tak vinuté pružiny. Vidlici lze vlastně plně servisovat během několika málo minut.



Obr. 1. 8 – Možnosti zvedání předního kola [17]

2 VÝBĚR VHODNÉ VARIANTY

Výběr vhodné varianty předního zvedáku spočívá ve výběru konstrukčního řešení změny zdvihu zvedáku. Všechny jsou založeny na stejném principu. Spodní část zůstává u všech verzí stejná.

2.1 Varianta s hlavními čepy různé délky

Horní část zvedáku je svařena a brána jako jeden neměnný celek otočný kolem dvou čepů, kterými je horní část spojena se spodní částí zvedáku. Změna zdvihu je realizována pomocí měnitelných čepů (různý rozměr c na obrázku 4.2), které se mění podle typu motocyklu.



Obr.2.1 – Varianta I

Tab. 2.1 – Výhody a nevýhody varianta I

Výhody	Nevýhody
Horní část tvoří jeden celek Hlavní stojan tvoří méně dílů	Pro jeden motocykl více čepů Větší počet celkových dílů Největší čep namáhaný na ohyb

2.2 Varianta s tyčemi vloženými mezi hlavní části vrchního stojanu

Hlavní nosná trubka horní části zvedáku je rozříznutá a mezi ně jsou vkládány tyče s osazeními různých délek. Tyče je nutno pojistit proti vypadnutí (např. závlačkami) při skladování či přemísťování zvedáku.



Obr. 2.2 – Varianta II

Tab. 2.2 – Výhody a nevýhody varianta II

Výhody	Nevýhody
Nezeslabení průřezu horních trubek (jen dírami pro pojištění)	Možnost vypadnutí nezajištěných tyčí Větší počet operací při změně zdvihu Větší počet dílů nutných ke skladování

2.3 Varianta s trubkami zasouvajícími se do sebe pojištěnými čepy

Tato varianta je velice podobná předchozí variantě. Horní část je rozdělena na tři hlavní části, které se zasouvají do sebe a jsou opatřeny dírami pro aretaci čepy. Měnitelné jsou čepy různých průměrů pro různé motocykly.



Obr. 2.3 – Varianta III

Tab. 2.3 – Výhody a nevýhody varianta III

Výhody	Nevýhody
Rychlá změna zdvihu Lepší skladovatelnost (jen stojan + čepy)	Zeslabení průřezu pojistnými čepy Větší namáhání na ohyb v oblasti otoč. čepů (menší průřez trubky)

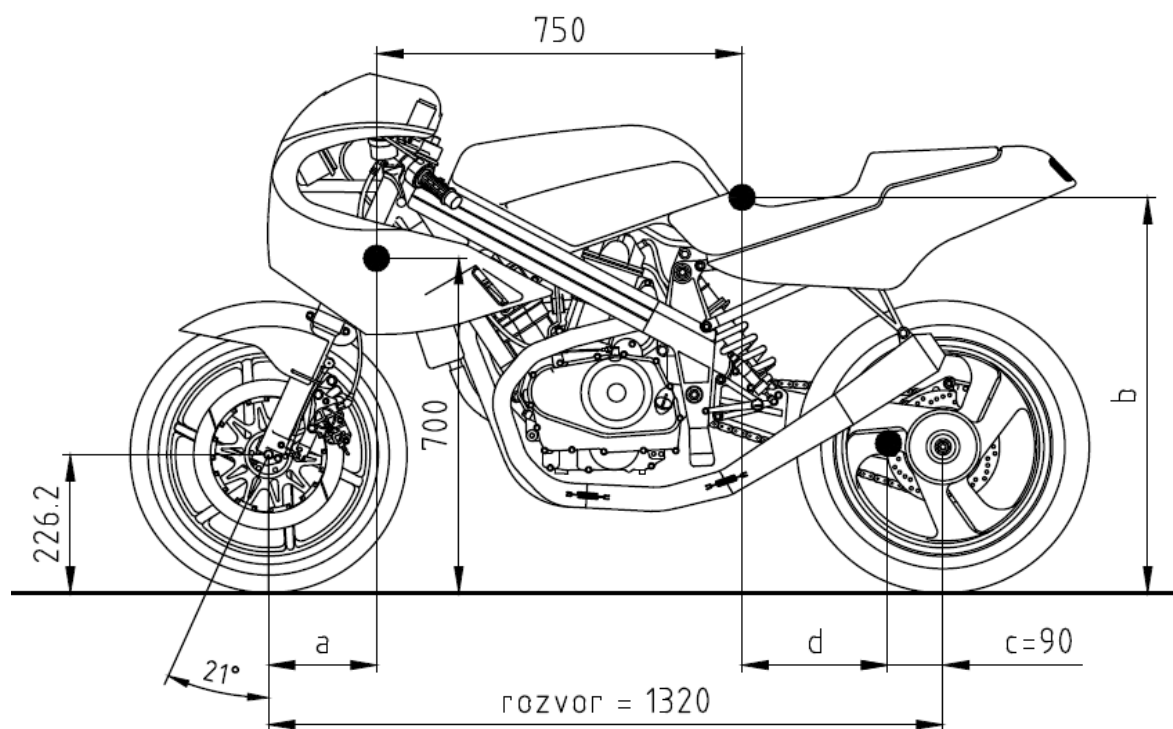
2.4 Vyhodnocení

Pro konstrukční návrh jsem vybral variantu s trubkami zasouvajícími se do sebe. Variantu III jsem zvolil z důvodu rychle změny zdvihu a menšího počtu celkových dílů.

3 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA ZVEDÁK

Vzhledem k převažujícímu statickému zatížení bude zvedák kontrolován staticky s použitím dynamického součinitele $K_A = 1,5$.

Předpokládám, že zvedák bude zatížen vahou motocyklu (150 kg) a vahou sedící osoby, která by se mohla na zvednutý motocykl posadit. Váhu osoby volím 100 kg, což beru jako dostatečnou rezervu, protože hmotnost většiny lidí je menší než 100 kg. Nepředpokládám hraniční situace jako např. sednutí si na nádrž či osazení sedla více lidmi. Vzdálenost uvažovaného místa tíhy od sedící osoby jsem určil měřením na motocyklu Honda VTR 1000 SP2 (r.v. 2004). Předpokládám, že tato vzdálenost je na motocyklech sportovní koncepce velice podobná. Vzdálenost předpokládám modelově tak, že osoba sedí přitisknutá k nádrži, což zvětší zatížení na předním kole. Váha osoby se rozloží na přední a zadní kolo, přičemž předpokládám, že větší část ponese zadní kolo.

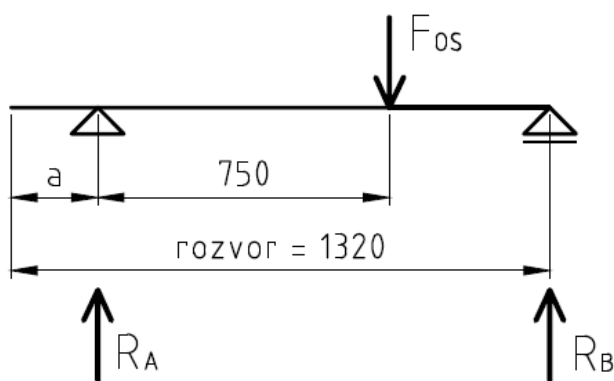


Obr. 3.1 – Rozměrové parametry

Rozměr a:

$$\operatorname{tg} \alpha_r = \frac{a}{700 - 226,16} \Rightarrow a = \operatorname{tg} 21^\circ \cdot (700 - 226,16) \cong 182 \text{ mm}$$

Rozměr b na obrázku 3.1 podle tabulky 3.1.



Obr. 3.2 – Určení zatížení od sedící osoby (přední kolo)

Výpočet maximálního zatížení při zvedání přední části:

$$\sum Fx = 0$$

$$R_A - F_{OS} + R_B = 0 \quad (3.1)$$

$$R_A = F_{OS} - R_B = 981 - 646,5 = 334,5 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

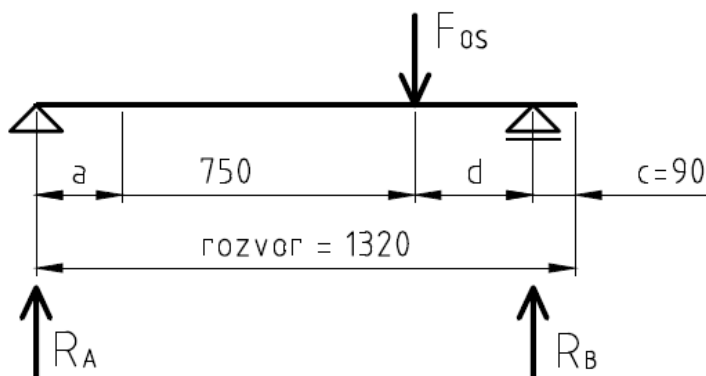
$$-F_{OS} \cdot 750 + R_B \cdot (1320 - 182) = 0 \quad (3.2)$$

$$R_B = \frac{F_{OS} \cdot 750}{1320 - 182} = 646,5 \text{ N}$$

$$G = m_m \cdot g + R_A = 150 \cdot 9,81 + 334,5 = 1806 \text{ N} \quad (3.3)$$

Maximální zatížení se zahrnutím dynamického součinitele:

$$G_D = G \cdot K_A = 1806 \cdot 1,5 = 2709 \text{ N} \quad (3.4)$$

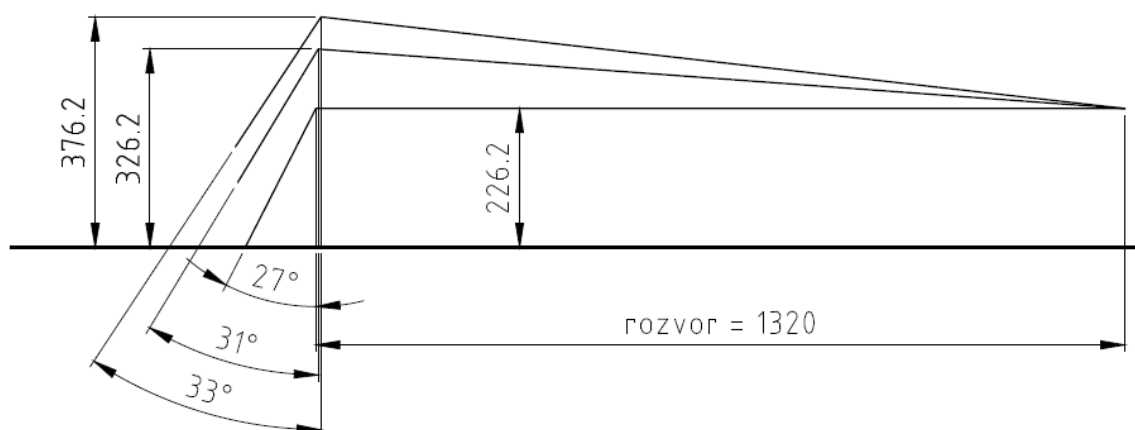


Obr. 3.3 – Určení zatížení od sedící osoby (zadní kolo)

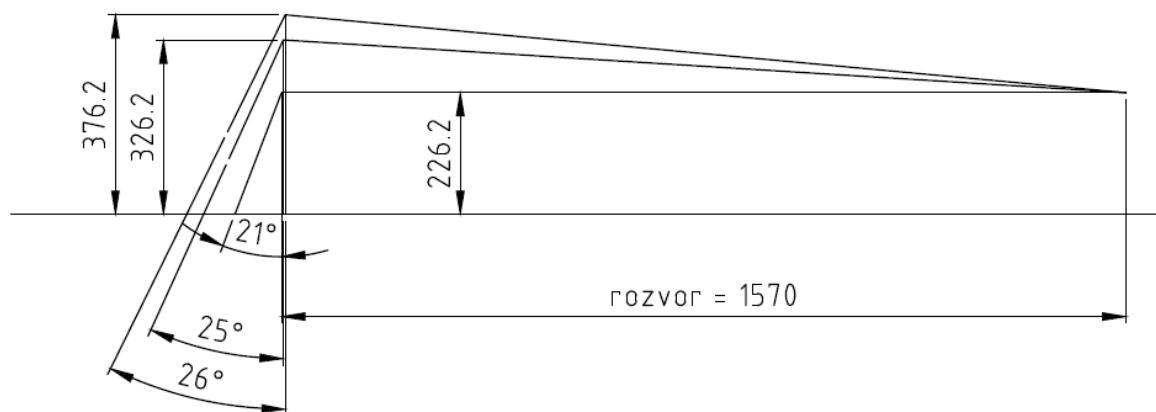
Pro výpočet spodní části zvedáku v kapitole 6 je nutno stanovit náhodné zatížení zadního kola osobou, která by se mohla na zvednutý motocykl posadit. Zatížení má hodnotu $G_D = 3322,2 \text{ N}$, bylo stanoveno pomocí rovnic 3.1 – 3.4.

3.1 Závislost změny úhlu řízení na výšce zvednutí motocyklu

Při zvedání přední části motocyklu se motocykl otáčí kolem osy zadního kola a tím dochází ke změně úhlu řízení. A tím pádem se mění poloha horní části zvedáku vůči spodní části. Jako dva krajní případy budu uvažovat nejmenší rozvor spolu s největším úhlem řízení (největší změna úhlu řízení při zvednutí) a největší rozvor s nejmenším úhlem řízení (nejmenší změna úhlu řízení při zvednutí). Ze závislosti změny úhlu řízení na výšce zvednutí a konstrukčním uspořádáním zvedáku vyplývá, že by nemělo dojít k většímu namáhání než bude uvažováno v kontrolních výpočtech (čím větší úhel řízení tím větší namáhání na ohyb, namáhání na ohyb je několikrát větší než na tlak).



Obr. 3.4 – Nejmenší rozvor, největší úhel řízení



Obr. 3.5 – Největší rozvor, nejmenší úhel řízení

Hlavním rozměrovým kritériem je průměr čepu, který se vkládá do hlavové trubky řízení. Každý motocykl má jiný vnitřní průměr hlavové trubky. Zvedák bude dodáván se základními rozměry čepů. Při jiném rozměru je možná dodatečná výroba. Dalším kritériem je výška, do které by se měl motocykl zvednout. Měla by se pohybovat kolem 100 mm. U tohoto konstrukčního řešení zvedáku nelze nikdy dosáhnout stejné výšky zvednutí u všech typů motocyklů a to z důvodu rozdílnému úhlu řízení a rozvoru kol. Mezi další proměnné můžeme zařadit např.: výšku otvoru pro čep v trubce řízení nad zemí, použitý rozměr pneumatiky a zdvih pérování. Z těchto důvodů používám měnitelný zdvih zvedáku, abych eliminoval vliv těchto proměnných a zvedání motocyklů bylo kolem 100 mm. V tabulce 3.1 jsou zapsány úhly řízení a rozvor kol.

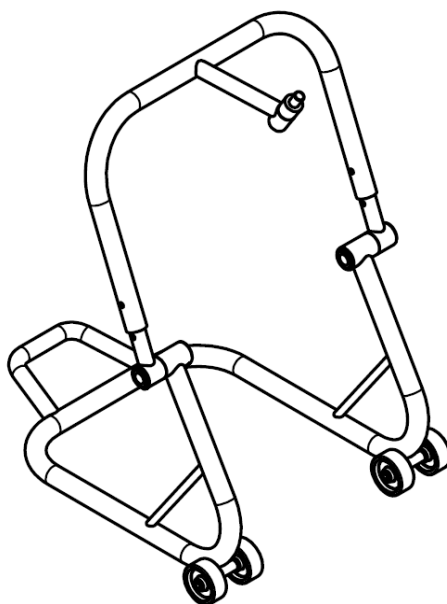
Tab. 3.1 – Hodnoty

Motocykl	Úhel řízení	Závlek	Rozvor	Výška sedla
APRILIA RSV4	25.5	105	1420	845
APRILIA RSV 1000	25	101.7	1418	810
BMW S1000RR 2010	23.9	95.9	1432	820
BUELL XB12Ss Lightning Low 2009	21	84	1320	726
DUCATI 1098 2008	26.5	-	1430	820
DUCATI Desmosedici RR 2008	25.5	-	1430	830
DUCATI Hypermotard 1100 Evo	24	-	1455	845
DUCATI Multistrada 1200S 2010	25	-	1530	850
HONDA CBR600RR 2006	24	98	1375	820
HONDA CBR1000RR	23	96	1405	820
HONDA VFR 1200F 2010	25.5	101	1545	815
KAWASAKI Z1000 2008	24.5	103	1445	820
KAWASAKI Ninja ZX-6R 2010	24	103	1400	815
KTM 1190 RC8 2008	23.3	97	1425	805
KTM 950 Supermoto 2008	27	118	1570	865
SUZUKI GSX-R 1000 2008	24	98	1415	810
SUZUKI GSX-R 750 2008	24	98	1400	810
SUZUKI B-King 2008	26	107	1525	805
YAMAHA YZF-R1 2008	24	102	1415	835
YAMAHA YZF-R6R 2008	24	97	1380	850

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVEDÁKU

Při návrhu a dimenzování zvedáku budu vycházet ze zatížení, které bylo stanoveno v předcházející kapitole. Vycházím ze statického zatížení zvětšeného o dynamický součinitel. Návrh zvedáku vychází konstrukčně z podobných řešení se snahou modifikace uložení horní spojovací trubky. Jedná se o modifikaci úhlu, který svírá s ohýbanou konstrukcí horní části. Při malém úhlu by mohlo docházet k poškození karotáže či jiného příslušenství motocyklu.

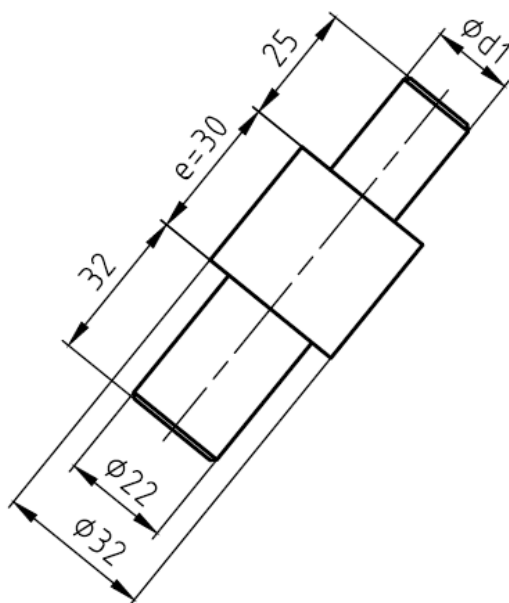
Samotný zvedák bude složen ze dvou hlavních částí, které jsou k sobě spojeny pomocí dvou otočných os zajištěných pojistnými kroužky. Spodní i horní část je svařenec z ohýbaných trubek. Spodní část disponuje kolečky a madlem, určeným k manipulaci se zvedákem. Samostatně lze spodní část použít pro zvednutí zadní části motocyklu. Horní část tvoří do sebe zasouvateľné trubky, které slouží ke změně zdvihu.



Obr. 4.1 – Návrh zvedáku

4.1 Měnitelný čep

Je tvořen odstupňovanou tyčí kruhového průřezu. Na obrázku 4.2 je vyobrazen čep se základními parametry. Hlavním rozměrovým parametrem je průměr prvního stupně čepu, který je vkládán do hlavové trubky motocyklu. Jelikož má každý motocykl jiný průměr, je nutno dodávat zvedák s více čepů základních průměrů. Ostatní parametry byly zvoleny a poté pevnostně zkontrolovány v kapitole 6. Volím základní rozměry průměru čepů podle tabulky 4.1. Z důvodu rovnoměrného rozložení zatížení se nedoporučuje volit menší průměr hlavového čepu než je průměr hlavové trubky motocyklu.



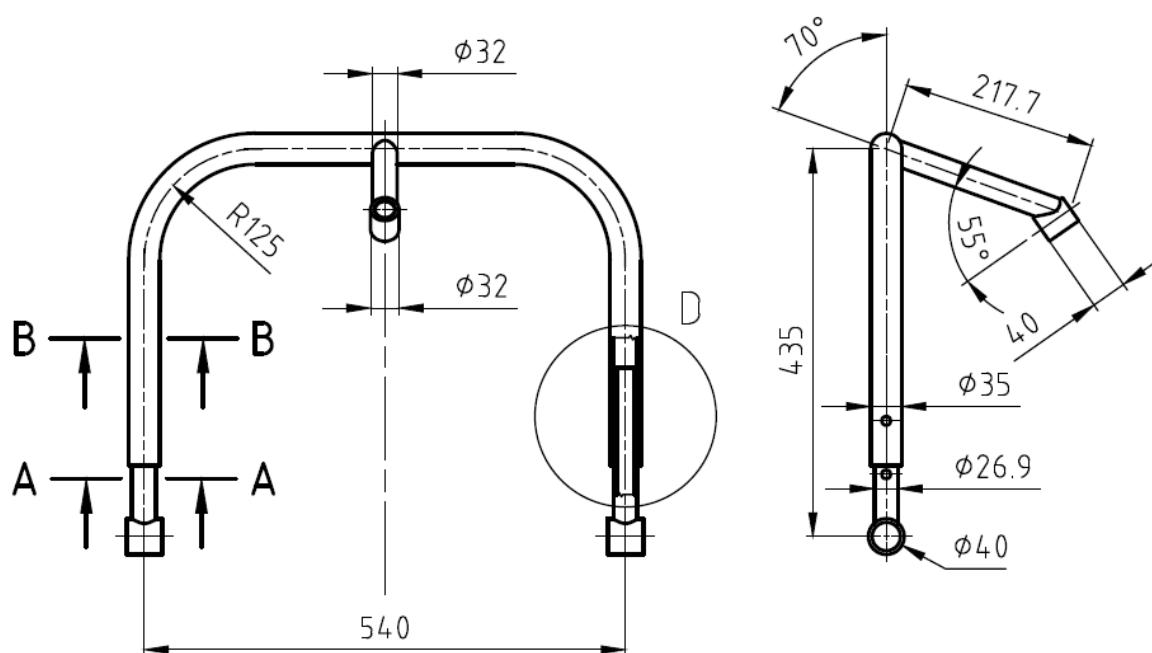
Obr. 4.2 – Čep

Tab. 4.1 - Rozměry

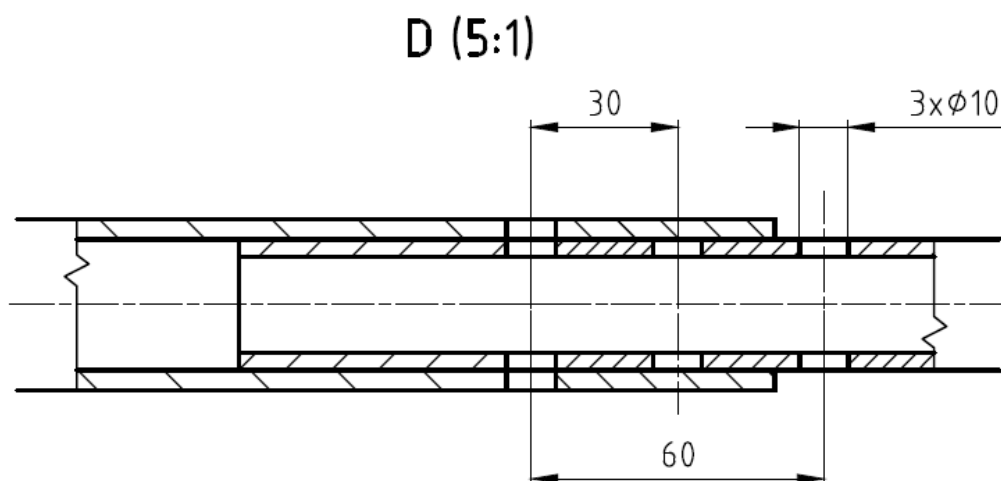
Průměr čepu d_1 [mm]
15
17
19
21

4.2 Horní část

Rozměry horní části je nutno určit tak, aby bylo možno motocykly uvedené v tabulce 3.1 zvedat do výšky přibližně 100 mm a zároveň odolávala zatížení stanovenému v kapitole 3. Dále je nutno navrhnout úhel a délku spojovací trubky s hlavní ohnutou trubicí horní části a trubicí pro čep tak, aby nedošlo k poničení karotáže či jiného vybavení motocyklu při jeho zvedání. Rozteč ohnuté trubky vychází z přípojných rozměrů spodní části. Do ohnuté trubky jsou zasunuty trubky spojené s otočnými čepy, kterými je horní část spojena se spodní. Rozměry jsou na obrázku 4.3.



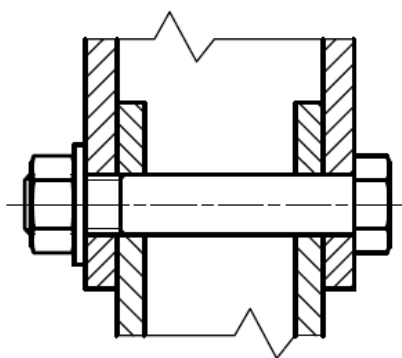
Obr. 4.3 – Základní rozměry horní části



Obr. 4.4 – Detail D

4.2.1 Šroubový spoj

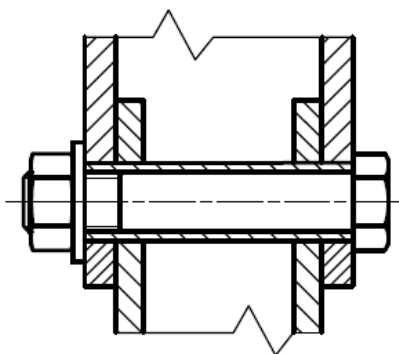
Šroubový spoj (obr. 4.5) je nejlevnější a pro menší zatížení dostačující. Při větším zatížení dochází k deformaci závitu otláčením. Při změně zdvihu zvedáku je nutno spoj povolovat.



Obr. 4.5 – Šroubový spoj

4.2.2 Šroubový spoj s vloženou trubkou

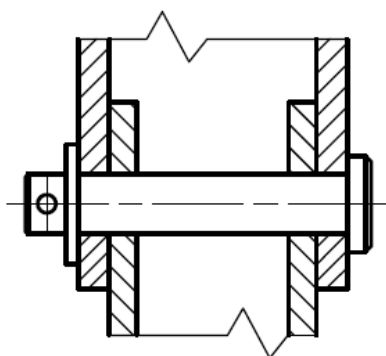
Spoj (obr. 4.6) je podobný předešlému spoji. S tím, že mezi spojované součásti je vložena trubka. Ta přenáší zatížení a šroub v tomto případě není otláčován. Toto řešení je dražší a složitější na výrobu. Za další nevýhodu můžeme považovat jednak nutnost povolování při změně zdvihu jako u předchozího řešení, jednak instalaci trubky. Vložená trubka by měla být menší než spojované součásti, aby bylo možné spoj dotáhnout.



Obr. 4.6 – Šroubový spoj s vloženou trubkou

4.2.3 Čepový spoj

Tento spoj je jednoduchý a cenově nejvýhodnější. Je použit čep s hlavou zajištěný závlačkou. Čep je uložen s minimální vůlí, a tudíž odpadá nutnost povolovat spoj při změně zdvihu jako u předchozích šroubových spojů.

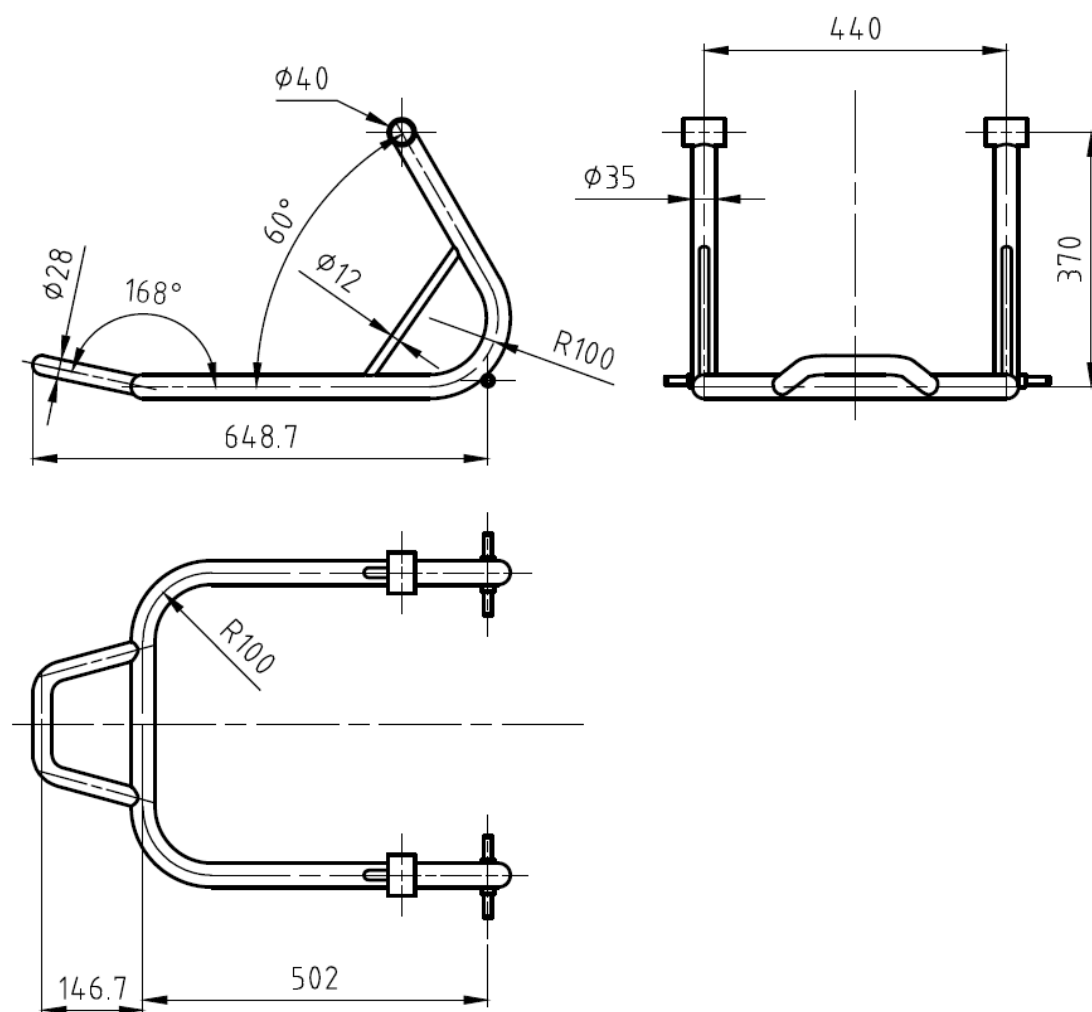


Obr. 4.7 – Čepový spoj

4.3 Spodní část

Spodní část vychází rozměrově z podobných řešení zvedáků a samostatně (s použitím jiných nástavců místo spojovacích os) se dá použít ke zvednutí zadní části motocyklu.

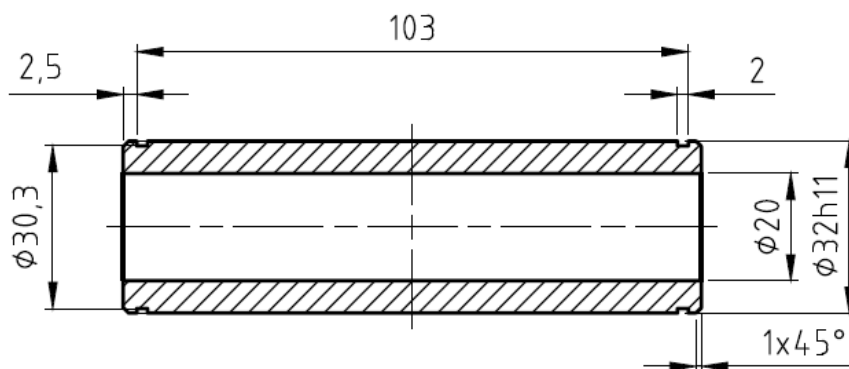
Konstrukce je svařovaná z ohýbaných trubek. Rozměry hlavní části vycházejí ze stability a přibližné výšky, kam až chceme motocykl zvedat. K hlavní části je přivařeno madlo, sloužící k manipulaci se zvedákem. Jeho rozměry vycházejí z momentové rovnováhy ke zvedání motocyklu. V přední části jsou přivařeny osy pro čtyři kolečka, které umožňují pojíždění zvedáku a pohodlnější zvednutí.



Obr. 4.8 – Základní rozměry spodní části

4.4 Spojovací osa

Slouží ke spojení horní částí zvedáku se spodní. Je vyrobena z tyče kruhového průřezu s odvrtným otvorem pro odlehčení. Osa je ve zvedáku zajištěna na obou stranách pojistnými kroužky.

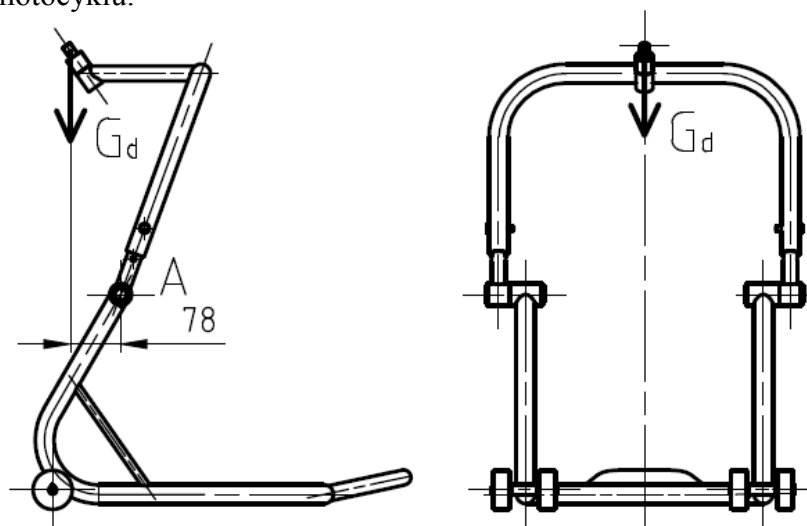


Obr. 4.9 – Spojovací osa

Návrh jsem dále podrobil kontrolním a pevnostním výpočtům.

5 KONTROLNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

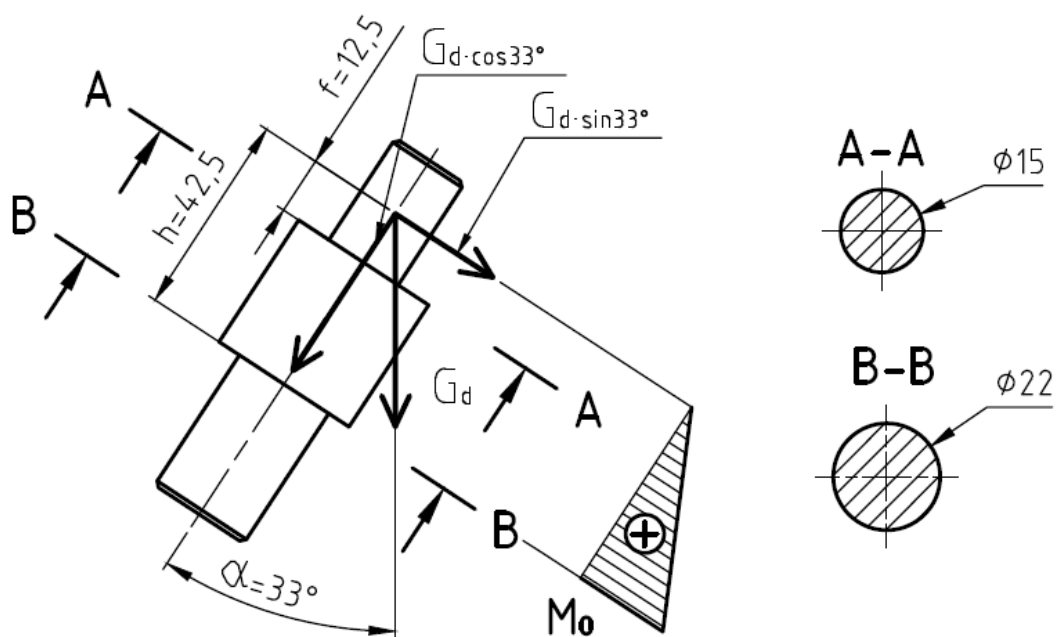
Kontrola bude provedena staticky, z důvodu převládajícího statického zatížení. Vzhledem k rozsahu práce budou zkontrolovány nejvíce namáhané díly. Dále bude proveden výpočet maximálního úhlu, při kterém ještě nedojde ke ztrátě stability. A minimální síly potřebné ke zvednutí motocyklu.



Obr. 5.1 – Zatížení zvedáku

5.1 Kontrola čepu

Čepy jsou soustružené. Dimenzované na zatížení od motocyklu a náhodného zatížení osobou. Čep je kontrolován na ohyb, tlak a smyk. Kritická místa vyznačená na obrázku 5.2 pevnostně zkontrolují. Rozměry čepu jsou na obrázku 4.2 kapitola 4. Čepy jsou vyrobené z konstrukční oceli 11 343 dle [6]. Porovnání výsledků s MKP viz. příloha A.



Obr. 5.2 – Zatížení čepu

Napětí v řezu A – A

Ohybové namáhání

$$\sigma_{OA} = \frac{G_D \cdot \sin \alpha \cdot f}{W_{OA}} = \frac{2709 \cdot \sin 33^\circ \cdot 12,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 15^3} = 55,7 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

Tlakové namáhání

$$\sigma_{dA} = \frac{G_D \cdot \cos \alpha}{S_A} = \frac{2709 \cdot \cos 33}{\frac{\pi}{4} \cdot 15^2} = 12,9 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

Smykové namáhání

$$\tau_{SA} = \frac{G_D \cdot \sin \alpha}{S_A} = \frac{2709 \cdot \sin 33}{\frac{\pi}{4} \cdot 15^2} = 8,4 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

Napětí v řezu B – B

Ohybové namáhání

$$\sigma_{OB} = \frac{G_D \cdot \sin \alpha \cdot h}{W_{OB}} = \frac{2709 \cdot \sin 33^\circ \cdot 42,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 22^3} = 60 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

Tlakové namáhání

$$\sigma_{dB} = \frac{G_D \cdot \cos \alpha}{S_B} = \frac{2709 \cdot \cos 33}{\frac{\pi}{4} \cdot 22^2} = 6 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

Smykové namáhání

$$\tau_{SB} = \frac{G_D \cdot \sin \alpha}{S_A} = \frac{2709 \cdot \sin 33}{\frac{\pi}{4} \cdot 22^2} = 3,9 \text{ MPa} \quad (5.6)$$

Největší celkové napětí v čepu (řez A – A)

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{OA} + \sigma_{dA})^2 + 3 \cdot \tau_{SA}^2} = \sqrt{(55,7 + 12,9)^2 + 3 \cdot 8,4^2} = 70,1 \text{ MPa} \quad (5.7)$$

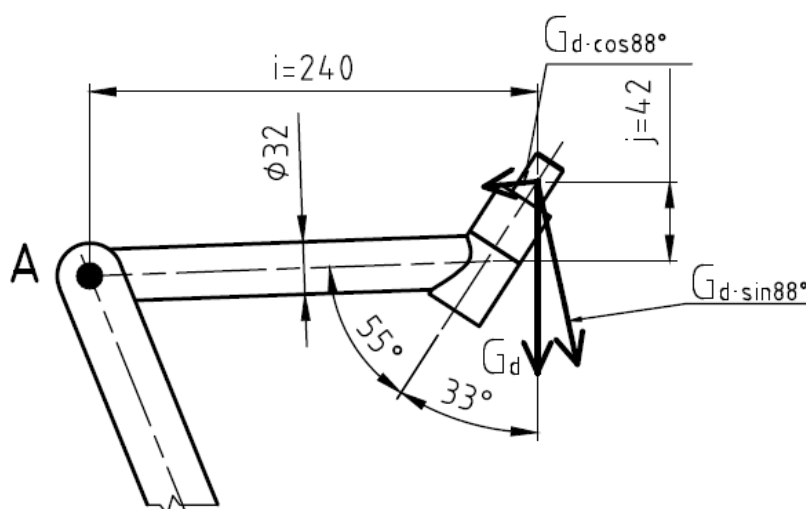
Výsledná bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{180}{70,1} = 2,6 \quad (5.8)$$

Čep pevnostně vyhovuje. $R_e = 180$ MPa dle [6].

5.2 Kontrola horního ramena

Horní rameno je plná kruhová tyč o průměru 32 mm. Tyč je nutné dimenzovat na zatížení od síly G_D , která ji namáhá hlavně na ohyb, dále pak na střih a tlak. Rozklad sil viz. obrázek 5.3. Materiál horního ramena je ocel 11 523 dle [6]. Porovnání výsledků s MKP viz. příloha B.



Obr. 5.3 – Rozklad sil horní rameno

Ohybové namáhání

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{G_D \cdot \sin(\alpha + \beta) \cdot i - G_D \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot j}{W_o} = \\ &= \frac{2709 \cdot \sin(55^\circ + 33^\circ) \cdot 240 - 2709 \cdot \cos(55^\circ + 33^\circ) \cdot 42}{\frac{\pi}{32} \cdot 32^3} = 201 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Tlakové namáhání

$$\sigma_d = \frac{G_D \cdot \cos(\alpha + \beta)}{S_R} = \frac{2709 \cdot \cos(33^\circ + 55^\circ)}{\frac{\pi}{4} \cdot 32^2} = 0,2 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

Střihové namáhání

$$\tau_s = \frac{G_D \cdot \sin(\alpha + \beta)}{S_R} = \frac{2709 \cdot \sin(33^\circ + 55^\circ)}{\frac{\pi}{4} \cdot 32^2} = 4,9 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_d)^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{(201 + 0,2)^2 + 3 \cdot 4,9^2} = 201,4 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Výsledná bezpečnost

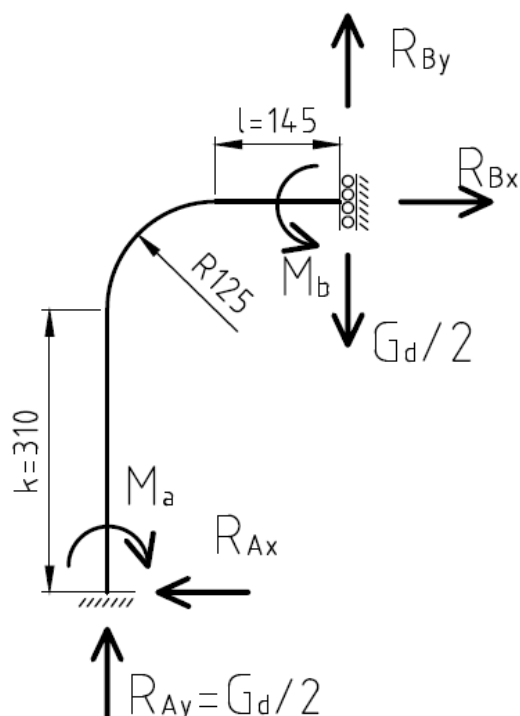
$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{400}{201,4} = 1,9 \quad (5.13)$$

Horní rameno pevnostně vyhovuje. $R_e = 400 \text{ MPa}$ dle [6].

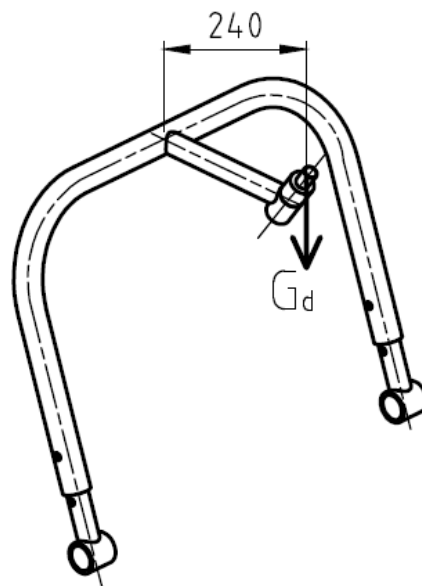
5.3 Kontrola ohýbané trubky horní části

Přenáší zatížení z motocyklu na spodní část zvedáku. Součást je namáhána kombinovaným zatížením (krut a ohyb). Materiál ohýbané trubky horní části je ocel 11 353 dle [6].

Porovnání výsledků s MKP viz. příloha C.



Obr. 5.4 – Zjednodušený model



Obr. 5.5 – Horní část (zatížení)

$$\begin{aligned} R_{Ax} &= 0 \\ R_{By} &= 0 \Rightarrow \text{existují posuvy} \end{aligned}$$

$$\frac{k}{R} = \frac{310}{125} = 2,48 \Rightarrow k = 2,48 \cdot R$$

Určení reakcí

$$1) \sum Fx = 0$$

$$R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \Rightarrow R_{Bx} = 0 \quad (5.14)$$

$$2) \sum Fy = 0$$

$$R_{Ay} - \frac{G_D}{2} + R_{By} = 0 \Rightarrow R_{Ay} = \frac{G_D}{2} \quad (5.15)$$

$$3) \sum M_B = 0$$

$$M_A + R_{Ay} \cdot (R + l) + M_B = 0 \quad (5.16)$$

$$4) \varphi_A = \frac{\partial Wp}{\partial M_A} = 0 \quad (5.17)$$

Úloha je 1x staticky neurčitá.

Výpočet momentů

$$x_1 \in \langle 0, k \rangle$$

$$M(x_1) = M_A \quad (5.18)$$

$$\varphi \in \left\langle 0, \frac{\pi}{2} \right\rangle$$

$$M(\varphi) = M_A + R_{Ay} \cdot (R - R \cdot \cos \varphi) = M_A + \frac{G_D}{2} \cdot \sin 68^\circ \cdot R \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (5.19)$$

$$x_2 \in \langle 0, l \rangle$$

$$M(x_2) = M_B \quad (5.20)$$

$$\varphi_A = 4 \cdot \frac{1}{EJ} \cdot \left[\int_0^a M(A) \cdot \frac{\partial M(x)}{\partial M_A} \cdot dx + \int_0^{\frac{\pi}{2}} M(\varphi) \cdot \frac{\partial M(\varphi)}{\partial M_A} \cdot R \cdot d\varphi \right] = 0 \quad (5.21)$$

$$\int_0^a M_A \cdot 1 \cdot dx + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[M_A + \frac{G_D}{2} \cdot \sin 68^\circ \cdot R \cdot (1 - \cos \varphi) \right] \cdot 1 \cdot R \cdot d\varphi = 0$$

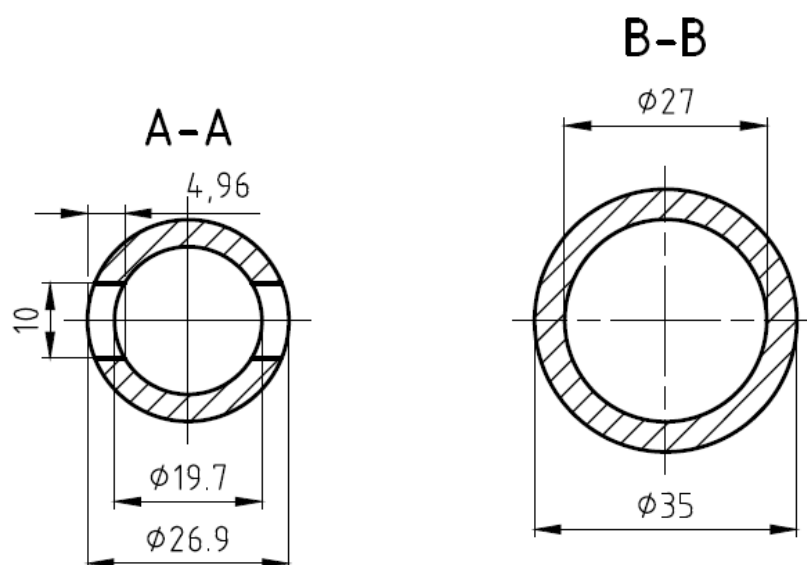
$$M_A \cdot k + M_A \cdot R \cdot \frac{\pi}{2} + \frac{G_D}{2} \cdot \sin 68^\circ \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) = 0$$

$$M_A \cdot \left(k + R \cdot \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{G_D}{2} \cdot \sin 68^\circ \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)$$

$$M_A \cdot R \cdot \left(2,48 + \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{G_D}{2} \cdot \sin 68^\circ \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)$$

$$M_A = \frac{-\frac{G_D}{2} \cdot \sin 68^\circ \cdot R \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)}{2,48 + \frac{\pi}{2}} = \frac{-1354,5 \cdot \sin 68^\circ \cdot 0,125 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)}{2,48 + \frac{\pi}{2}} = -23,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_B = -M_A - R_{Ay} \cdot (R + l) = 22,09 - 365,8 = -342,1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.22)$$



Obr. 5.6 – Řez A-A a B-B (obrázek 4.3)

Kvadratický moment průřezu

$$J_{yT} = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) - 2 \cdot \frac{s \cdot h^3}{12} = \frac{\pi}{64} \cdot (26,9^4 - 19,7^4) - 2 \cdot \frac{5 \cdot 10^3}{12} = 17476,2 \text{ mm}^4 \quad (5.23)$$

Ohybové namáhání

Napětí v řezu A-A

$$\sigma_{OA} = \frac{M_{OA}}{W_O} = \frac{M_A}{J_{yT}} \cdot \frac{D}{2} = \frac{22900}{17476,2} \cdot \frac{26,9}{2} = 17,6 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

Napětí v řezu B-B

$$\sigma_{OB} = \frac{M_{OB}}{W_O} = \frac{M_B}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{342100}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{35^4 - 27^4}{35}} = 125,8 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

Smykové namáhání

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{\frac{G_D}{2} \cdot 240}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{\frac{2709}{2} \cdot 240}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{35^4 - 27,8^4}{35}} = 64,1 \text{ MPa} \quad (5.26)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_{OB} + \sigma_{OC})^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{125,8^2 + 3 \cdot 64,1^2} = 167,8 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

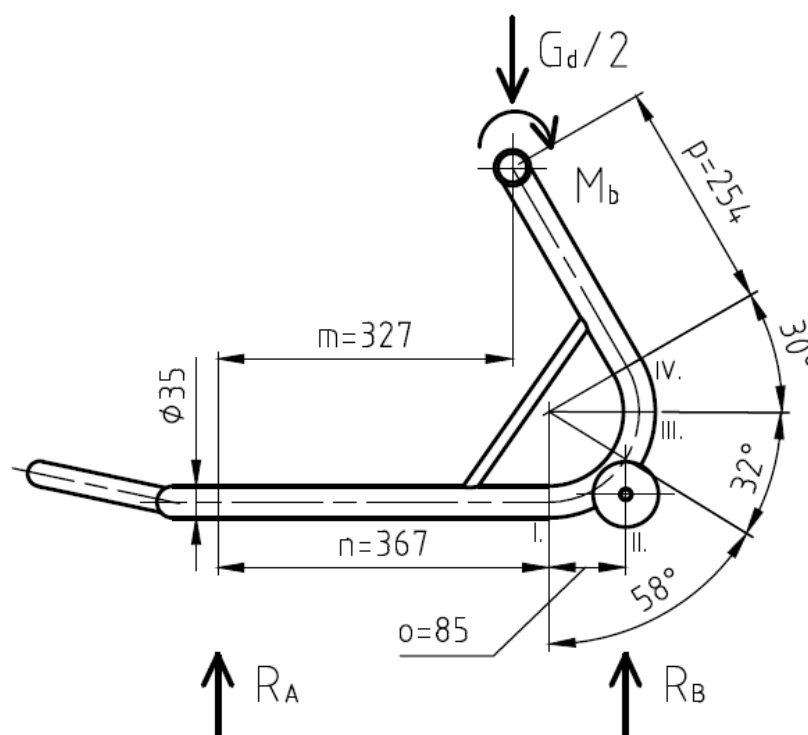
Výsledná bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{343}{167,8} = 2 \quad (5.28)$$

Ohýbaná trubka horní části pevnostně vyhovuje. $R_e = 343 \text{ MPa}$ dle [6].

5.4 Kontrola spodní části

Spodní část bude kontrolována při podepření zadního kola. Toto zatížení je nejhorší, protože při zvednutí zadní části motocyklu nepůsobí moment M_b . Tento moment působí v důsledku přenosu síly G_d do místa spojení horní části se spodní (bod A na obrázku 5.1). Dochází také ke zvětšení celkového zatížení G_d (viz. kapitola 3). Toto zatížení je zvětšeno o hodnotu zatížení osobou na zadním kole. Při výpočtu nebude uvažována boční vzpěra.



Obr. 5.7 – Zatížení spodní části

Výpočet reakcí

$$1) \sum F_y = 0$$

$$R_A - \frac{G_D}{2} + R_B = 0$$

$$R_A = \frac{G_D}{2} - R_B = 1661,1 - 1201,7 = 459,4 \text{ N} \quad (5.29)$$

$$2) \sum M_A = 0$$

$$-\frac{G_D}{2} \cdot m + R_B \cdot n = 0$$

$$R_B = \frac{\frac{G_D}{2} \cdot m}{(n + o)} = \frac{\frac{3322,2}{2} \cdot 327}{(367 + 85)} = 1201,7 \text{ N} \quad (5.30)$$

Výpočet momentů zleva

$$M_{OI} = R_A \cdot n = 459,4 \cdot 367 = 168599,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.31)$$

$$M_{OII} = R_A \cdot (n + o) = 459,4 \cdot (367 + 85) = 207648,8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.32)$$

$$M_{OIII} = R_A \cdot (n + R \cdot \sin \varphi_1) + R_B \cdot (R \cdot \sin \varphi_1 - R \cdot \sin \varphi_2)$$

$$M_{OIII} = 459,4 \cdot (367 + 100 \cdot \sin 90^\circ) + 1201,7 \cdot (100 \cdot \sin 90^\circ - 100 \cdot \sin 58^\circ) = 232565 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet momentů zprava

$$M_{OIV} = \frac{G_D}{2} \cdot \sin \varphi_3 \cdot p = \frac{3322,2}{2} \cdot \sin 30^\circ \cdot 254 = 210959,7 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.33)$$

$$M_{OIII} = \frac{G_D}{2} \cdot \sin \varphi_3 \cdot (p + R \cdot \sin \varphi_3) - \frac{G_d}{2} \cdot \cos \varphi_3 \cdot (R - R \cdot \cos \varphi_3)$$

$$M_{OIII} = \frac{3322,2}{2} \cdot \sin 30^\circ \cdot (254 + 100 \cdot \sin 30^\circ) - \frac{3322,2}{2} \cdot \cos 30^\circ \cdot (100 - 100 \cdot \cos 30^\circ) = 233210,6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (5.34)$$

Rozdíl momentů je způsoben zaokrouhlením.

Ohybové namáhání

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{III}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{233210,6}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{35^4 - 28,6^4}{35}} = 100 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

Tlakové namáhání

$$\sigma_d = \frac{\frac{G_D}{2} \cdot \cos \chi}{S_R} = \frac{\frac{3322,2}{2} \cdot \cos 30^\circ}{\frac{\pi}{4} \cdot (35^2 - 28,6^2)} = 4,5 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

Střihové namáhání

$$\tau_s = \frac{\frac{G_D}{2} \cdot \sin \chi}{S_R} = \frac{\frac{3322,2}{2} \cdot \sin 30^\circ}{\frac{\pi}{4} \cdot (35^2 - 28,6^2)} = 2,6 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

Redukované napětí

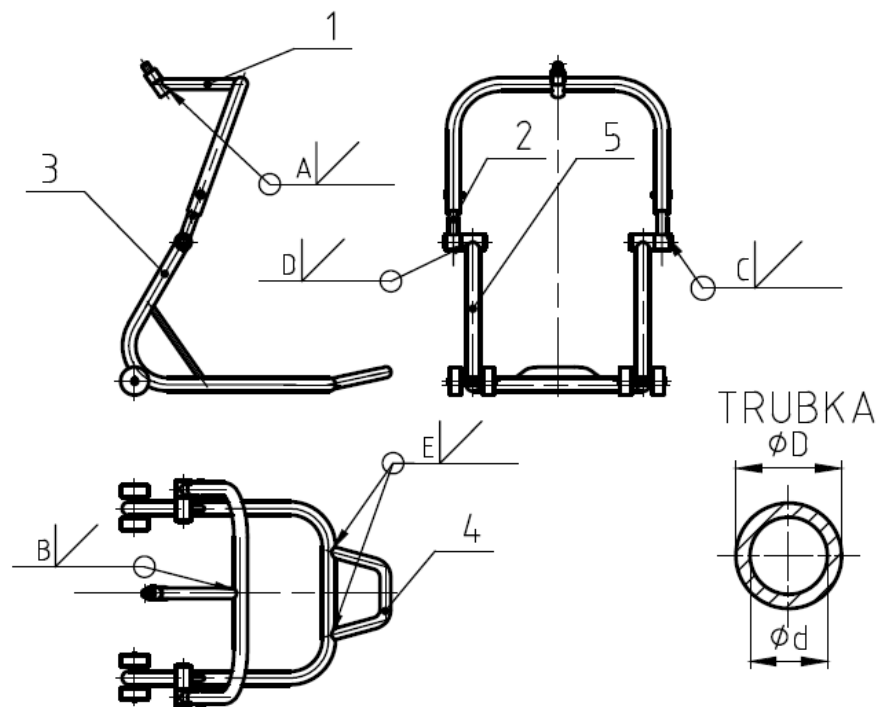
$$\sigma_{RED} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_d)^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{(100 + 4,5)^2 + 3 \cdot 2,6^2} = 104,6 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Výsledná bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{180}{104,6} = 1,7 \quad (5.39)$$

Spodní část pevnostně vyhovuje. $R_e = 180 \text{ MPa}$ dle [12].

5.5 Kontrola svarů



Obr. 5.8 – Svary

Příklad výpočtu pro svar A [3]:

Normální napětí od síly působící kolmo na délku svaru

$$\sigma_{\perp F} = \frac{F}{S} = \frac{2709 \cdot \sin 33^\circ}{\frac{\pi}{4} \cdot (32^4 - 18^4)} = 2,7 \text{ MPa} \quad (5.40)$$

Normální napětí od ohybového momentu

$$\sigma_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2709 \cdot \sin 33^\circ \cdot 62}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(32^4 - 18^4)}{32}} = 31,6 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Smykové napětí od posouvající síly

$$\tau_{\parallel F} = \frac{F}{S} = \frac{2709 \cdot \cos 33^\circ}{\frac{\pi}{4} \cdot (32^4 - 18^4)} = 4,1 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Výsledné napětí ve svaru

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp}^F + \sigma_{\perp}^{Mo}}{k_1}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau_{\parallel}^F}{k_2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{2,7 + 31,6}{1}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{4,1}{0,7}\right)^2} = 35,8 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

kde $k_1 = 1$, $k_2 = 0,7$ dle [3]

Dovolené napětí pro ocel 11 343 dle [6]

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_s} = \frac{180}{1,7} = 106 \quad (5.44)$$

$$\sigma_s < \sigma_{DOV}$$

Tab. 6.1 – Výpočet svarů

Trubka	ϕ d [mm]	ϕ D [mm]	$\sigma_{\perp F}$ [MPa]	$\sigma_{\perp Mo}$ [MPa]	$\tau_{\parallel F}$ [MPa]	σ_s [MPa]
1	18	32	2,7	31,6	4,1	35,8
2	18	32	0,2	223	4,9	223,6
3	19,7	26,9	9,5	163,6	3,9	173,4
4	27,8	35	6,6	77,2	3,8	84,4
5	21,6	28	0,5	67,9	2,5	68,7

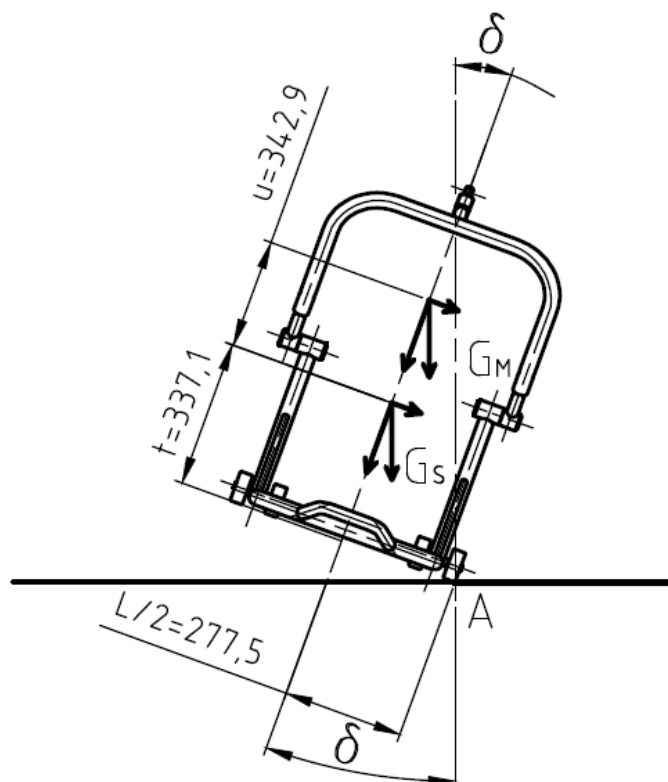
Tab. 6.2 – Kontrola svarů

Svar	Re	k_s	σ_{DOV}	Kontrola
A	180	1,7	106	$\sigma_s < \sigma_{DOV}$
B	400	1,7	235	$\sigma_s < \sigma_{DOV}$
C	343	1,7	202	$\sigma_s < \sigma_{DOV}$
D	180	1,7	106	$\sigma_s < \sigma_{DOV}$
E	180	1,7	106	$\sigma_s < \sigma_{DOV}$

Všechny svary vyhovují.

5.6 Kontrola stability

Motocykl zvednutý na zvedáku je nutno zkontrolovat proti převrácení. Výpočet provedu na maximální hodnotu úhlu, při kterém se motocykl na zvedáku ještě nepřevrátí. Jelikož výrobci motocyklů neuvádí polohu těžiště, vycházím z měření na motocyklu Honda VTR 1000 SP2 podle [18].



Obr. 5. 9 – Působení sil při vychýlení zvedáku

Výpočet maximálního úhlu δ

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
-G_M \cdot \sin \delta \cdot (a+b) - G_S \cdot \sin \delta \cdot a + G_M \cdot \cos \delta \cdot \frac{L}{2} + G_S \cdot \cos \delta \cdot \frac{L}{2} &= 0 \quad (5.45) \\
\cos \delta \left[\frac{L}{2} \cdot (G_M + G_S) \right] - \sin \delta [G_M \cdot (a+b) + G_S \cdot a] &= 0 \\
\cos \delta \left[\frac{L}{2} \cdot (G_M + G_S) \right] &= \sin \delta [G_M \cdot (a+b) + G_S \cdot a] \\
\frac{\sin \delta}{\cos \delta} &= \frac{\frac{L}{2} \cdot (G_M + G_S)}{G_M \cdot (a+b) + G_S \cdot a} \\
\operatorname{tg} \delta &= \frac{\frac{L}{2} \cdot (G_M + G_S)}{G_M \cdot (a+b) + G_S \cdot a} \\
\delta &= \arctg \left(\frac{\frac{L}{2} \cdot (G_M + G_S)}{G_M \cdot (a+b) + G_S \cdot a} \right) \\
\delta &= \arctg \left(\frac{\frac{555}{2} \cdot (2250 + 225)}{2250 \cdot (680) + 225 \cdot 337,1} \right) = 25,3^\circ
\end{aligned}$$

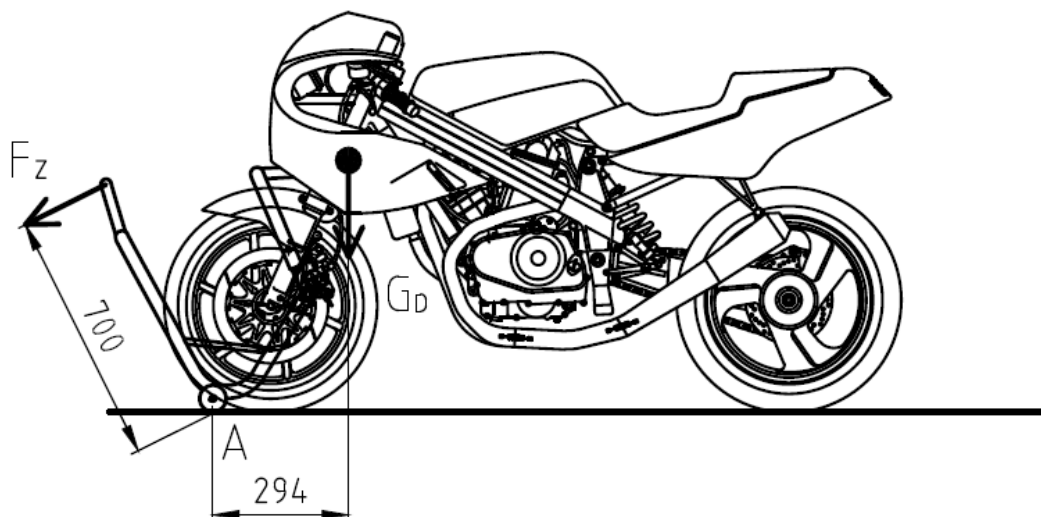
5.7 Minimální síla potřebná ke zvednutí

Maximální síla, kterou vyvine člověk za pomoci své tíhy se pohybuje v rozmezí 400 – 500 N. Tuto hodnotu jsem zjistil pomocí experimentu. Váhu jsem položil na zem a zatlačil na ni co největší silou za pomoci vlastní tíhy.

Výpočet minimální zvedací síly

$$\begin{aligned}
\sum M_A &= 0 \\
F_Z \cdot 700 - G_M \cdot 294 &= 0 \quad (5.46) \\
F_Z &= \frac{G_M \cdot 294}{700} = \frac{1500 \cdot 294}{700} = 630 \text{ N}
\end{aligned}$$

Při výpočtu vychází hodnota zvedací síly mnohem vyšší, než je schopen člověk vyvinout. To je zapříčiněno hodnotou tíhy motocyklu, která je kvůli dimenzi zvedáku dosti vysoká. Většina dnes vyráběných sportovních motocyklů má hmotnost pod 200 kg.



Obr. 5.10 – Minimální zvedací síla

6 ZÁVĚR

Na základě zadání bakalářské práce jsem navrhl motocyklový zvedák pro použití v domácích i dílenských podmínkách. Po výběru z jednotlivých typů zvedáků v úvodu práce jsem vybral zvedák, který je schopen zvednout motocykl za přední i zadní část.

Zvedák jsem konstruoval, aby bylo možné motocykly v tabulce 4.1 zvedat do výšky přibližně 100 mm, nezávisle na úhlu řízení a rozvoru kol. Ze tří variant změn zdvihu zvedáku jsem vybral jako nejvhodnější tu variantu, kdy se do sebe zasouvají trubky, které jsou aretovány čepy. Toto řešení umožňuje pro každý motocykl více poloh při zvednutí. Dále je nutné, aby zvedák odolával zatížení váhou motocyklu 150 kg navýšenému o náhodné zatížení osobou. Na toto zatížení jsem provedl pevnostní kontrolu nejvíce namáhaných částí zvedáku. A to jak analyticky tak numericky pomocí metody MKP. Z výsledků obou metod vyplývá, že je zvedák dostatečně dimenzován. Výsledkem práce je motocyklový zvedák, který je schopen zvednout většinu dnes vyráběných cestovně – sportovních motocyklů. Všechny stanovené cíle v úvodu bakalářské práce byly splněny.



Obr. 6.1 - Zvedák

7 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2] Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] Němček M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] Ondrouch J., Šňupárková J.: *Příručka statiky s příklady*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2004, ISBN 80-7078-970-0.
- [5] Lenert J.: *Pružnost a pevnost II*. Ostrava, skripta VŠB – TU Ostrava, 2009, ISBN 978-80-248-1959-4.
- [6] Leinveber J., Vávra P.: *Strojnické tabulky. 4. doplněné vydání*. Albra, 2008, ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] Drastík F.: *Technické kreslení I. Pravidla tvorby výkresů ve strojírenství*. Montanex a.s. Ostrava, 2005, ISBN 87-7225-195-3.
- [8] Fořt P., Kletečka J.: *Autodesk Inventor. Funkční navrhování v praxi. 2. aktualizované vydání*. Computer Press, skripta 2007, ISBN 978-80-251-1773-6.
- [9] Dejl Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- [10] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.afabonline.com/images/Bikes%20on%20Lift/FB-2ndSide.jpg>>
- [11] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.motoobleceni-na-motorku.cz/Fotografie/Zbozi/Original/zvedak%20cros%20madhead%20ukazka.JPG>>
- [12] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.motocykl-online.cz/img/stojan.jpg>>
- [13] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.aclifts.com/motorcycle/cruiser-lift.asp>>
- [14] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.motoobleceni-na-motorku.cz/zbozi/8472/Moto-stojan-predni--Bike-Lift-FS11.htm>>
- [15] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <http://www.motoscooter.cz/index.php?main_page=popup_image&pID=4660>
- [16] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.motozoom.cz/resize/domain/motozoom/files/doplanky/promo-stojany3.gif?w=1024&h=768>>

- [17] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.2bikers.cz/eshop/index.php?p=nase-zbozi&m=0>>
- [18] [online]. [cit. 15.4.2011]. URL: <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-8.-cast-podvozek-3456.html>>

8 PŘÍLOHY

Příloha A: Pevnostní analýza čepu metodou konečných prvků (MKP)

Příloha B: Pevnostní analýza horního ramena metodou konečných prvků (MKP)

Příloha C: Pevnostní analýza horní ohýbané trubky metodou konečných prvků (MKP)

Příloha D: Pevnostní analýza spodní části metodou konečných prvků (MKP)

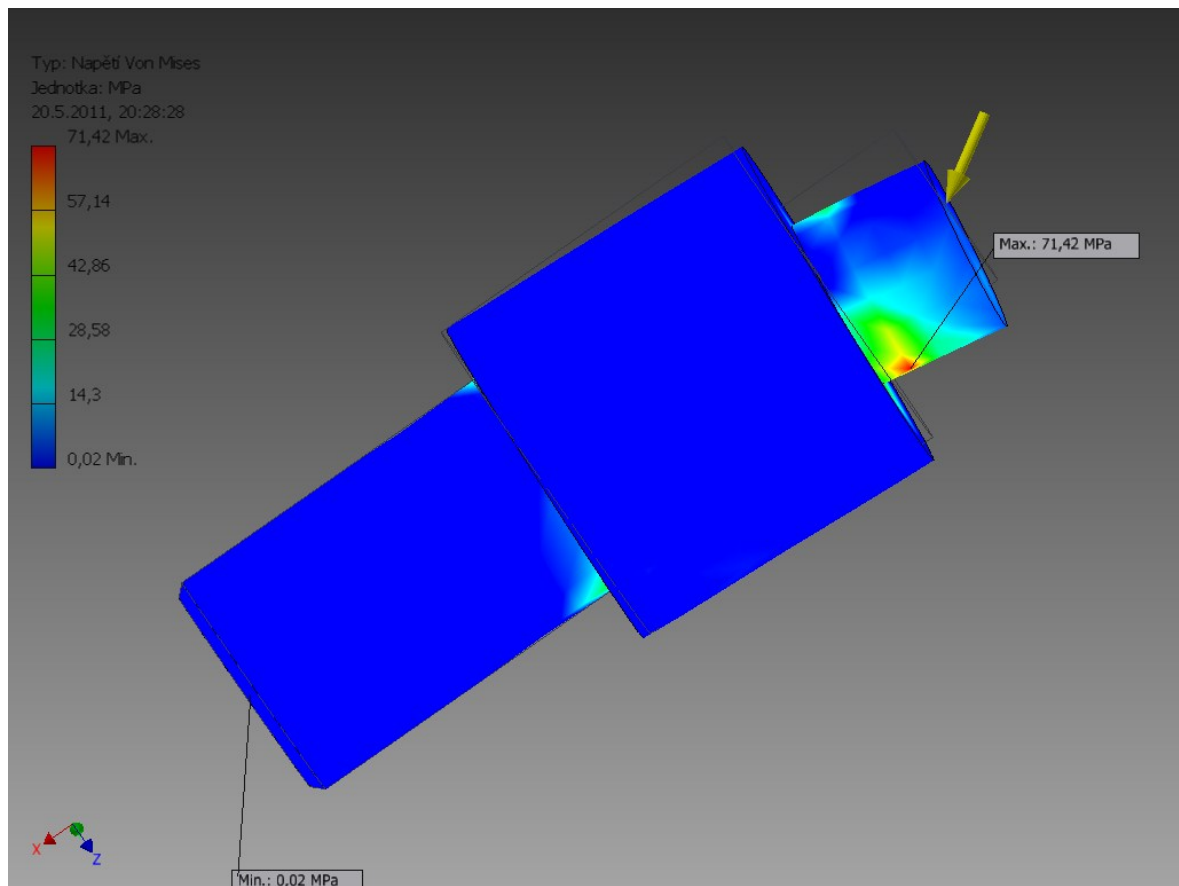
Příloha E: Sestavný výkres zvedáku na motorku (BAI019-SB3KSS01)

Příloha F: Výrobní výkres svařence spodní části zvedáku (BAI019-SB3KSS01-01)

Příloha G: CD-ROM s textem práce a výrobní dokumentací v zadaném rozsahu

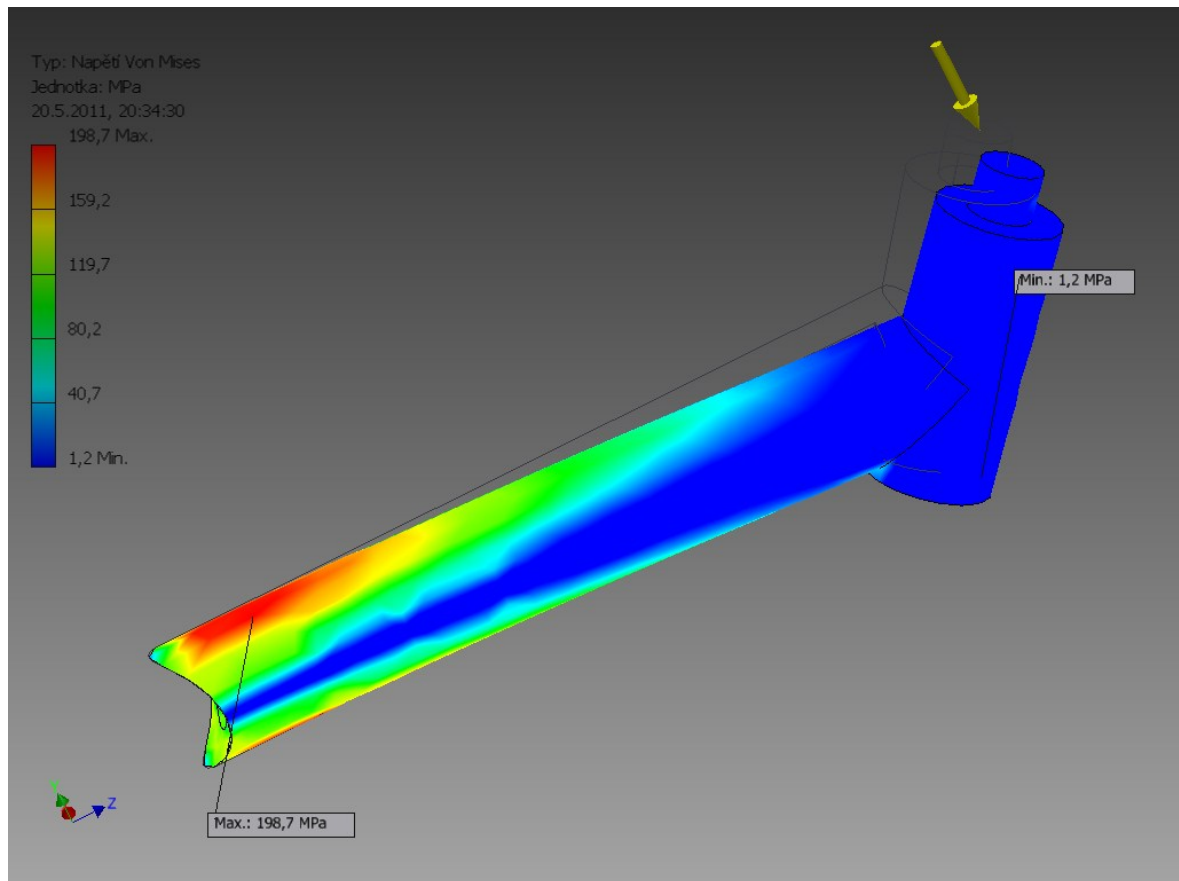
Příloha A

Výpočet čepu metodou konečných prvků.



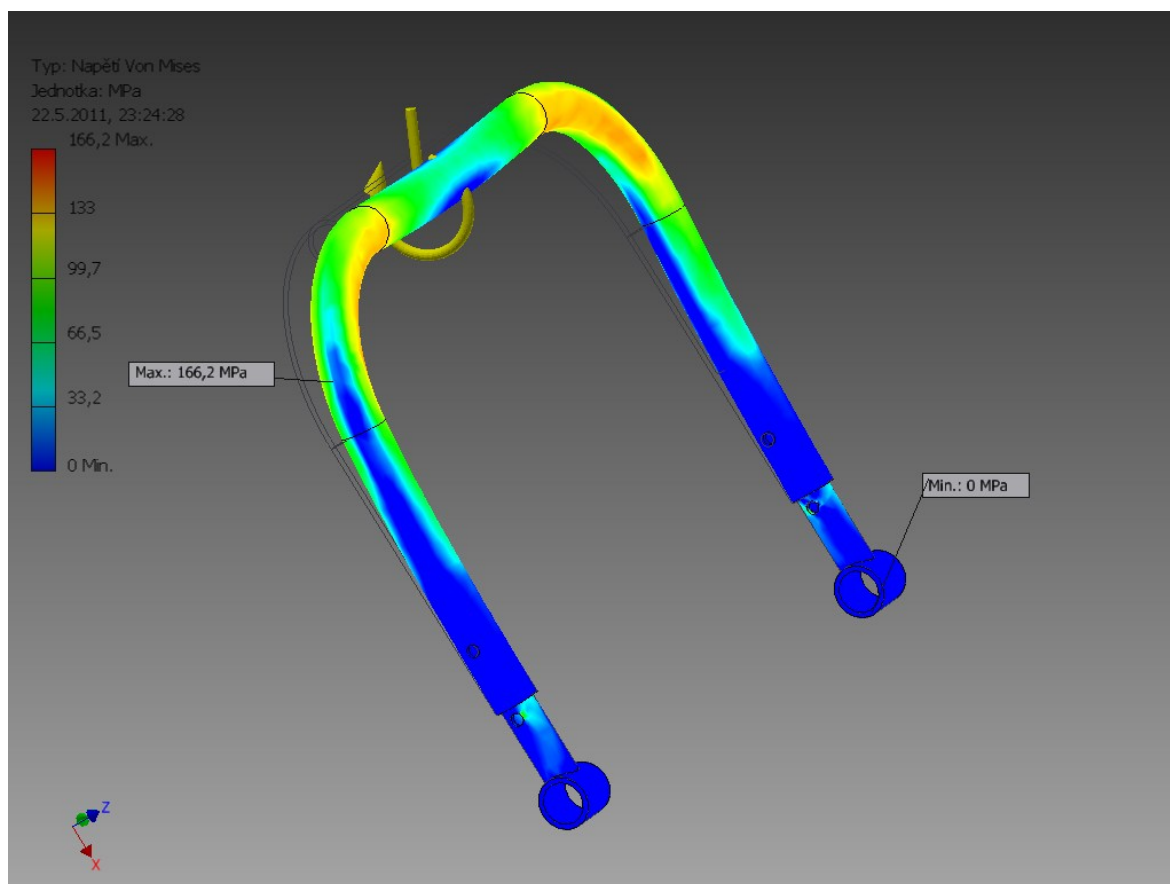
Příloha B

Výpočet horního ramena metodou konečných prvků.



Příloha C

Výpočet ohýbané trubky horní části metodou konečných prvků.



Příloha D

Výpočet spodní části metodou konečných prvků.

